한국소음진동공학회 2003년도 춘계학술대회논문집, pp. 342~352.

공회전시 차량의 소음진동현상의 질적개선에 대한 고찰

Idle Quality Optimization Study

이 민 섭* · Norbert Wiehagen**

Minsup Lee and Norbert Wiehagen

Key Words : Idle Quality, Noise, Idle Booming Noise, Steering Wheel Vibration, Seat Vibration, Idle Surge Vibration, Noise Path Analysis, NPA, Transfer Path Analysis, TPA, Idle RPM Control, Idle Stability, Cylinder Pressure Fluctuation, IMEP Covariance, Torque Converter, Drive Shaft, Variable Capacity Compressor.

ABSTRACT

Idle NVH characteristics are one of the most important aspects among the vehicle performances. Vehicle developers are devoted to improve vehicle interior noise and steering wheel and seat vibrations. In order to improve the idle quality, noise and vibration transfer path should be carefully evaluated. Also, effects of various components related to the idle performance should be confirmed. A general procedure for improving the idle quality is described in detail. The relationship among cylinder pressure characteristics, crankshaft rotational speed variation, and vehicle vibrations is also investigated. Influences of drive shaft, torque converter, air conditioning system, vehicle structure including engine mount system, and idle control parameters on the vehicle idle quality are studied. Weak points of typical vehicles on the idle quality are identified. Some of improvement measures are proposed and verified.

1. 서 론

자동차 공회전시 진동소음 현상은 탑승자가 자주 접하게 되는 성능이며, 전반적인 진동소음 수준의 평가에 매우 중요한 특성으로 인식되고 있다. 공회전시 탑승자가 느낄 수 있는 차량의 진동소음 현상은 크게 소음과 진동 현상으로 나눌 수 있으며, 엔진 방사소음, 흡·배기계의 토출음 및 보기류들의 작동소음, 귀를 압박하는 부밍성 소음과 steering wheel 및 좌석에서 느낄 수 있는 차체진동이 차량 개발자들의 주된 개발 대상이 되고 있다.

탑승자는 idle 성능에 대해 소음과 진동에 종합적으로 반응하며, 진동의 경우 느끼는 신체부위 및 주파수에 따라 감도가 다르기 때문에 차체진동과 steering wheel 진동에 대한 요구성능이 다를 수 있다. 일반적으로 진동은 저주파로 갈수록 감도가 커지며, 부밍성 소음의 경우에는 부밍성 소음 주파수 범위 안에서 주파수가 높을수록 민감하게 느끼게 된다. 따라서, 개발자는 각각의 진동소음 성능에 대하여 주파수에 따라 다른 개발목표를 갖고 개발을 해야 할 필요가 있다.

이 논문에서는 개선대상 차량을 idle 성능이 우수한 경쟁차와 비교 평가하여 개선이 필요한 NVH 성능을 규명하고, 이와 관련 있는 구성부품에 대한 기여도 조사를 실시하여 개선이 필요 부분을 조사하였다. 먼저 엔진에 대한 방사소음과 회전속도 변동수준을 조사였으며, 차량의 흡차음 성능과 전달계 특성을 검토하였다. 토크 컨버터, 드라이브 샤프트, air-conditioning system, steering wheel system 등에 대한 기여도 조사와 개선에 대하여 논의하고, 마지막으로 idle RPM control parameter 에 대한 NVH 기여도를 실험을 통하여 검토하였다.

2. 비교평가

2.1 취약점 규명

개선 대상 차량의 idle 성능을 경쟁차의 수준과 비교 평가하여 문제 현상을 파악하였다. 개선이 필요한 부분을 명확히 구분하기 위하여 idle 성능과 관련될 수 있는 부품들을 검토하여 기여도 조사 및 추가개선 필요여부를 검토하였다.

In-line 4 기통 엔진을 탑재한 차량(I4 차량)과 V 형 6 기통 엔진을 탑재한 차량(V6 차량)을 진동소음 특성이 우수한 경쟁차량과 비교하였다. 경쟁차량은 4 기통 차량과 동일 수준의 배기량을 갖는 차량으로 선정하였다.

* 현대자동차 남양연구소 기능시험 2 팀
E-mail : minsup@hyundai-motor.com
Tel : (031) 369-5688, Fax : (031) 369-5699

** FEV Motorentechnik GmbH, Germany

Idle 상태의 실내소음, 부밍성 소음, steering wheel 과 seat track 의 진동 현상 등에 대하여 NVH 전문가 8 명의 주관평가를 계측평가와 병행하여 문제점을 규명하였다. 10 점 주관평가 방식으로 실시한 주관평가 결과를 Fig. 1 에 나타내었다.

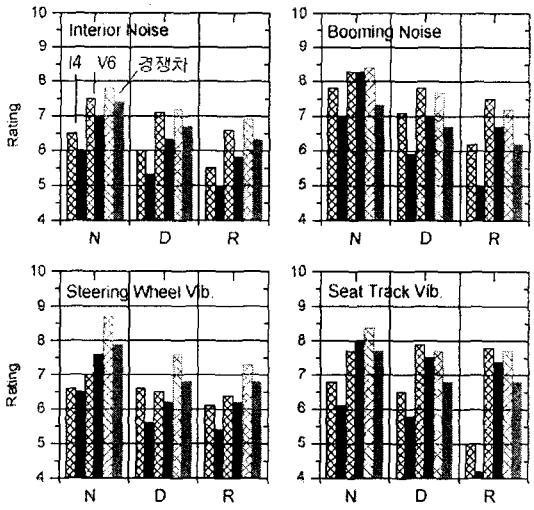

Fig. 1 주관평가 결과

V6 차량의 성능은 경쟁차의 수준과 유사하나, I4 차량의 경우에는 경쟁차 대비 모든 성능에서 불리하게 평가되고 있음을 확인할 수 있다.

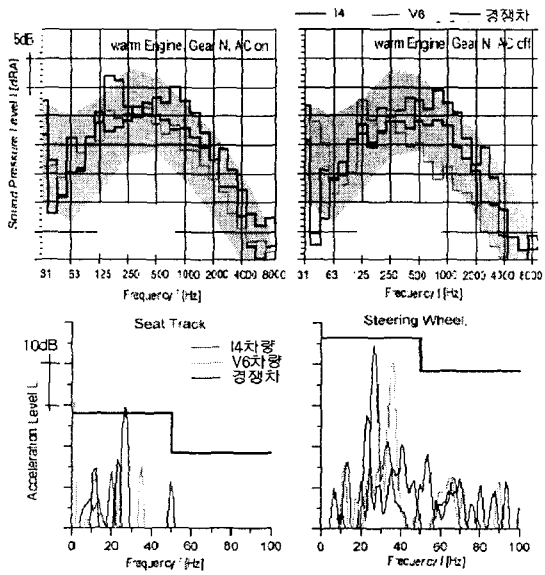

Fig. 2 Idle NVH 특성비교

Fig. 2 에서는 계측결과의 일부를 나타내었다. 실내소음의 음영부분은 동급차량의 소음분포 수준을 나타내고 있다. 주관평가와 계측평가를 통해서 파악된 문제점은 steering wheel 진동과 air-conditioner 를 작동시킬 때 NVH 성능이 현저히 저하되는 현상을 들 수 있다. I4 차량은 실내소음이 다른 차량 대비 불리하며 차체진동은 C0.5 성분의 전후로 불규칙하게 발생하는 surge 성 진동이 발생하고 있다. 이 현상은 C2 성분 대비 진동레벨이 상대적으로 낮지만 저주파 진동이기 때문에 불쾌하게 느끼는 현상이다.

Overall noise level 을 보면 소음수준은 동급 차량 수준들의 평균적인 수준을 보이고 있으나 air-conditioner 를 작동하면 160~200Hz 1/3 Octave. Band Noise 가 5~10dB 악화되는 것을 확인할 수 있다. 또한 경쟁차량 대비 steering wheel 의 진동은 운전조건에 따라 10dB 수준까지 불리하기도 있다.

이것을 바탕으로 개선대상 차량의 문제점을 다음과 같이 요약할 수 있다.

- Steering Wheel 진동수준 불리
- Surge 성 차체진동 발생
- A/C ON 조건에서 NVH 성능악화
- A/C 작동시 whining noise 발생

2.2 기여도 조사

Idle 성능과 관련있는 부분들의 기여도 및 개선안을 찾는 과정은 개발과정에서 가장 중요한 부분에 해당한다. 이 절에서는 가진력에 해당하는 엔진 방사소음의 기여도, 엔진 폭발압, air-borne noise 와 structur-borne noise 전달 특성을 결정하는 차량의 transmission loss(TL) 특성 및 엔진 마운트 시스템의 전달 기여도를 순서대로 확인하였다.

(1) 엔진 방사소음

Idle 실내소음에 가장 많이 기여를 하는 부분은 엔진이 아닐 수 없다. 엔진의 방사음의 근접소음을 측정하여 sound intensity 를 구하고 엔진콤포넌트가 차지하는 면적을 고려하면 방사소음 기여도를 얻을 수 있다.[1]

Fig. 3 은 배기측 방향의 음향에너지의 각 부품 기여도를 계측한 결과이다. 검은색으로 표시한 스펙트럼은 배기측 방향의 방사소음 스펙트럼이고, 빨간색으로 표시한 스펙트럼은 각 부품별 스펙트럼에 해당하여 방향별 소음의 기여도 및 문제 주파수를 확인할 수 있다.

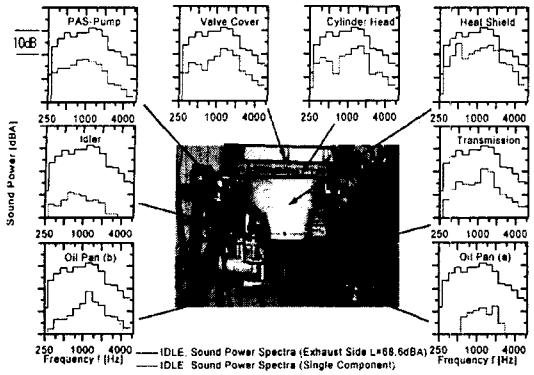

Fig. 3 엔진방사소음 측정

Fig. 4 에서는 각 부품의 음향에너지와 면적을 표시하여, 부품별 기여도를 비교 분석하였다. 배기측 방사소음을 보면, 배기계 heat cover 가 면적과 음향에너지 기여도가 매우 큰 것을 알 수 있다. 따라서 이 부분의 소음개선의 노력이 가장 효과적일 수 있다.

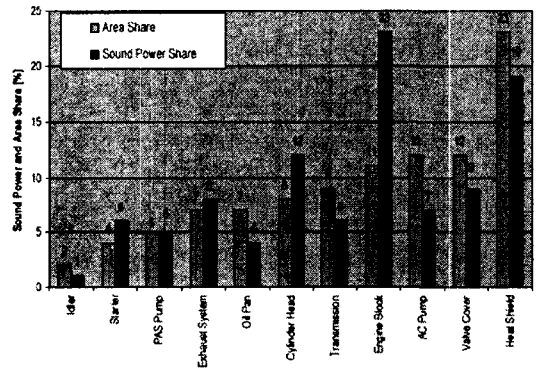

Fig. 4 엔진방사소음 기여도 분석

동일한 방법을 통하여 엔진의 방향별 방사소음을 측정 검토하였으며, Fig. 5 에서 도식화 한 것과 같이 방사소음 기여도가 큰 부분들이 파악되었다. 기계적 에너지가 가장 크게 발생하는 부위인 엔진 블럭에서 음향에너지도 높게 나타나고 있으며, 배기 manifold 의 heat cover, timing belt cover, head 부의 valve cover 와 injector rail 부의 음향에너지도 높은 것을 확인할 수 있었다.

엔진 방사소음 평가를 통하여, 파악할 수 있는 개선 필요부위와 개선대책은 아래와 같이 요약될 수 있다.

- 엔진블럭: 강성보완
- 배기 heat cover: 다층 제진구조 채용
- Timing belt cover: 구조보강 및 절연
- Oil pan: 제진구조 채용 및 절연
- Injector: 단품개선, 흡차음재 적용
- Valve cover: 구조보강 및 흡차음재 적용

이 들 개선안 중에서 injector 소음 및 valve 류 작동소음은 소음레벨은 상대적으로 크지 않더라도 고주파 소음으로 idle quality 에 상당히 악영향을 미치기 때문에 세심한 주의를 기울일 필요가 있다.

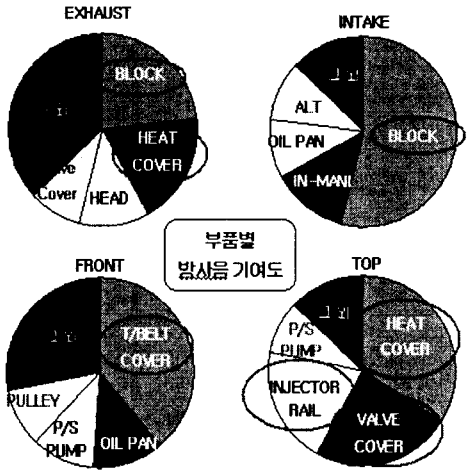

Fig. 5 방향별 엔진방사소음 기여도

(2) 엔진폭발압 비교

엔진의 실린더간 연소압의 차이가 발생하거나 한 실린더의 압력의 시간변화가 발생하면, C2 성분 이외의 토크 변동성분이 발생하여 idle quality 가 악화된다. Fig. 6 에서 D 단에서 A/C compressor 의 작동과 함께 실린더간의 폭발 압력 변화를 비교하였다. A/C compressor 가 작동할 때의 평균 폭발압은 작지만 경쟁차 대비 실린더간의 압력변동폭의 차가 크고, cyclic fluctuation 이 큰 것을 볼 수 있다.

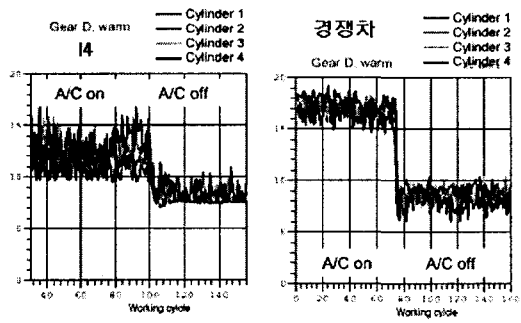

Fig. 6 기통간 실린더 압력 비교

Fig. 7 은 crankshaft 의 회전속도 변화량을 실린더 압과 동시에 측정한 결과이다. 결과를 보면, main firing order 를 제외한 나머지 성분들의 변동량이 큰 것을 볼 수 있다. Crankshaft 의 회전 성분 변화량이 큰 것은 토크 변동을 의미하며 가진력이 큰 것을 나타내는 것이다. 따라서 idle quality 를 확보하기 위해서는 저 차수의 회전 변동량을 줄여야 한다.[2]

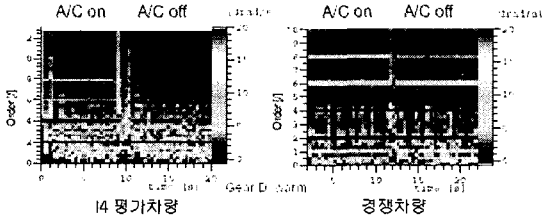

Fig. 7 Crankshaft 회전변동 비교

Idle quality 에 영향이 큰 indicated mean effective pressure (IMEP)의 변화 산포량을 대표할 수 있는 IMEP COV 값을 Fig. 8 에서 비교하였다. 결과에서 볼 수 있는 바와 같이, 경쟁차 대비 COV 값이 큰 것을 확인할 수 있었다. 특히 부하량이 적은 N 단 상태의 COV 값이 매우 크기 때문에 C0.5 차 surge 성 진동이 발생에 불리하게 작용한다.

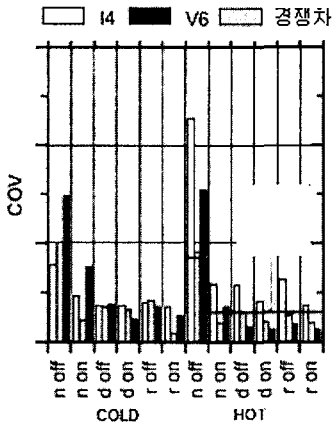

Fig. 8 – IMEP COV 비교

(3) 흡차음 성능 비교

엔진룸에서 발생한 엔진 방사소음이 차체구조 및 흡차음 구조를 통하여 실내로 전달하게 된다. 차량의 차음 특성인 transmission loss 를 얻기 위해서는 엔진이 탑재된 상태에서 차량 하부에 speaker 를 설치 음향 가진하고 실내에서 소음을 측정한다. 이 방법은 시험하기에 용이한 setting 방법이기는 하지만 가진 위치가 실제 엔진의 위치가 아니기 때문에 정확한 운전조건을 반영하고 있지 못한 단점이 있다. 보다 정확한 setting 은 Fig. 9 에서 보인 바와 같이, P/T(power train)를 탈거하고 엔진룸의 중앙의 위치에서 스피커 가진을 하고 실내에서 소음을 측정하는 방법이다.

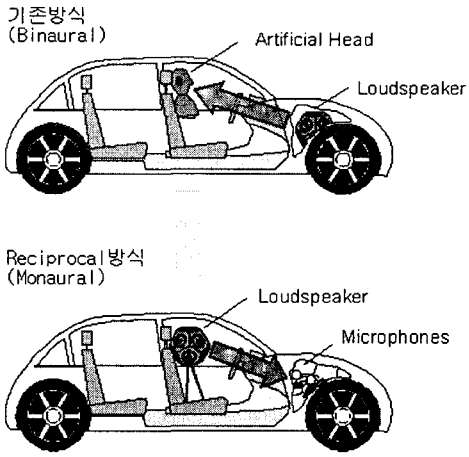

Fig. 9 TL 측정방식

이 방법은 P/T 를 탈거하는 작업에 많은 시간과 노력이 들 뿐만 아니라 P/T 가 차지하고 있던 공간이 스피커가 차지하는 공간으로 대치됨에 따라 엔진룸 내의 음장이 변경된다는 단점을 갖고 있다. 이러한 단점을 보완하기 위하여, Fig. 9 에서 예시한 것과 같은 reciprocal method 를 이용하여 음향전달 특성을 측정하였다. 스피커는 실내에 관심이 있는 위치에 설치하고, microphone 은 엔진 6 방향 각각의 중앙에 설치하여 엔진룸과 실내의 TL 특성을 구한다. 이 방법을 사용하여 TL 특성을 측정하면 엔진의 방향별 소음기여도를 추가로 확인할 수 있다.

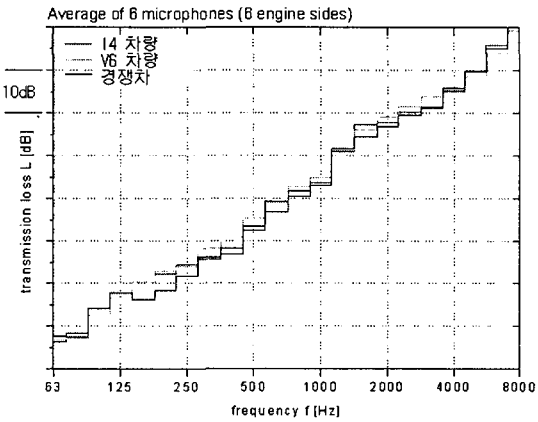

Fig. 10 차량 TL 특성비교

Fig. 10 은 시험차량들의 TL 특성을 비교한 결과이다. 경쟁차 대비 평가대상 차량이 140~250Hz 대역의 TL 특성이 3~4dB 수준 유리하게 나타나고 있으며, I4 차량의 300~1kHz 대역 TL 특성은 다른 차량 대비 2~3dB 정도 불리한 것으로 평가되었다. 그 외의 주파수 대역 특성을 보면 세 차량 모두 동등 수준의 TL 특성을 보인다. 따라서 airborne noise 전달특성은 특별히 경쟁차 대비 불리지는 않으나, 300~1kHz 대역(엔진 투과음 대역)의 차음성능의 추가적 보완이 필요하다.

(4) 엔진 마운트계 전달특성 검토

Idle 상태에서 air-borne noise 전달특성은 차량의 구조, sealing 및 흡·차음재 등의 방음대책을 통하여 결정되는 것과 마찬가지로 structure-borne noise 는 주로 powertrain 을 지지, 절연하는 엔진 마운트 시스템과 차체의 진동 전달특성에 의해 결정된다. 특히 structure-borne noise 특성을 결정하는 인자들은 진동특성에도 결정적인 영향을 미치기 때문에 idle quality 를 확보하는데 가장 중요한 요소라고 할 수 있다.

차량의 진동 전달경로는 엔진의 가진력이 마운트의 절연특성을 통하여 차체의 입력점으로 전달되고, 차체의 입력점에 전달된 힘이 차체 구조물의 전달특성에 따라 실내소음이나 진동특성으로 나타나게 된다. 따라서 엔진 마운트계의 소음 및 진동의 전달기여도를 평가하기 위해서는 차체 입력점과 실내소음과의 vibro-acoustic FRF, 차체 입력점과 평가 대상이 되는 부분의 vibro-vibro FRF 특성을 구하고, 엔진 가진점과 차체 입력점 사이의 진동전달 특성을 알아야 한다.

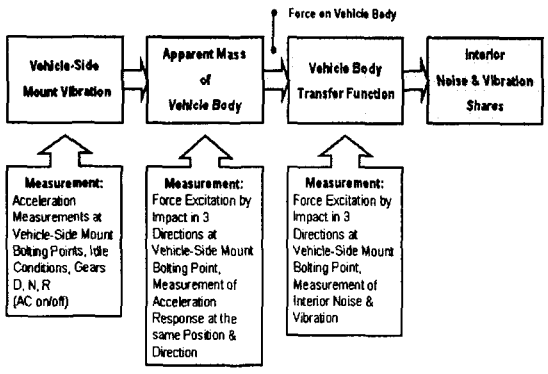

Fig. 11 TPA 측정요소

먼저 마운트 통과후의 차체 구조를 통하여 실내로 전달되는 소음 및 진동 기여도를 구하기 위하여 Fig. 11 에 나타낸 것과 같이 계측과 data 처리를 수행하였다. 차체 입력점에 가해지는 힘(F_b)은 운행조건에서 입력점의 진동가속도(a_b)와 동일 위치에서의 impact 가진 진동응답 특성으로부터 얻을 수 있는 apparent mass (m_b)로부터 구할 수 있다.[3]

$$F_b = m_b \cdot a_b$$

엔진 입력점으로부터의 음향감도는 Fig. 12 에서 나타낸 것과 같이 차체 입력점의 음향감도에 마운트의 인슐레이터와 차체입력점 강성의 조합으로 특성지워지는 resultant dynamic mount stiffness 의 곱으로 얻을 수 있다.

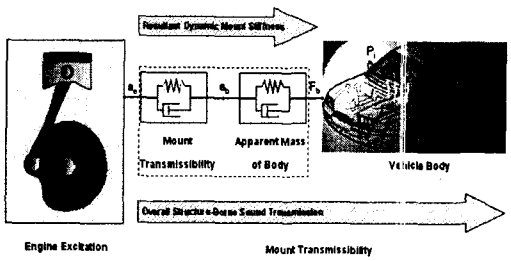

Fig. 12 차체 전달특성 측정방법

a_e 를 마운트의 엔진측 진동가속도, a_b 를 마운트의 차체측 진동가속도, F_b 를 차체측에 가해지는 힘이라고 하면, 마운트의 resultant dynamic stiffness($\hat{k}_D$)는 다음의 식과 같이 쓸 수 있다.

$$\hat{k}_D = \frac{F_b}{a_e} = \frac{a_b}{a_e} \cdot \frac{F_b}{a_b}$$

마운트의 엔진측 가진점으로부터의 음향감도는 P_{int} 를 실내의 음압이라고 할 때 아래의 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{P_{\text{int}}}{a_e} = \frac{F_b}{a_e} \cdot \frac{P_{\text{int}}}{F_b}$$

잘 알려진 바와 같이 차체 입력점에서의 음향감도와 진동감도는 입력점에 방향별 impact 가진에 따른 실내소음 및 steering wheel 과 차체 seat track 진동 응답특성을 계측함으로써 얻는다. 이때 검토하고자 하는 운전조건이 N 단과 D 단 상태이므로 N 단 상태는 차량의 시동을 끈 상태에서 P/T 에 외력을 가하지 않은 상태에서 측정한다. 또한, D 단 상태는 운전상태에서 P/T 의 변위상태를 미리 확인한 후 시동을 끄고 P 단 상태로 변속위치를 놓은 다음 차량을 밀어 P/T 가 D 단 운전조건의 변위만큼 static torque 를 받도록 하고 브

레이크를 잡아 고정하여 D 단 측정조건을 만들 수 있다. 이렇게 함으로써 차량의 전달특성을 운전조건에 조금 더 가깝게 구현할 수 있다.

위에서 설명한 방법으로 각 마운트계를 통하여 소음과 진동에 기여하는 정도를 평가하였으며, 전달계 중에서 개선해야 할 부분을 찾기 위하여 차체 입력점으로 전달된 가진력, 차체 전달경로, 방향별 기여도로 나누어 Fig. 13~15 와 같이 결과를 정리하였다.

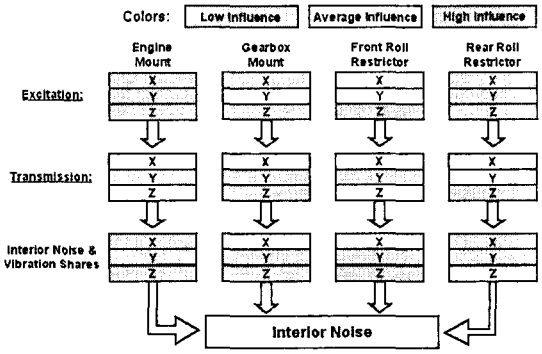

Fig. 13 전달계 실내소음 기여도

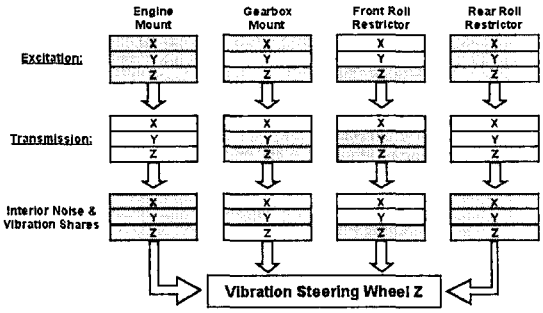

Fig. 14 전달계 스티어링휠 진동 기여도

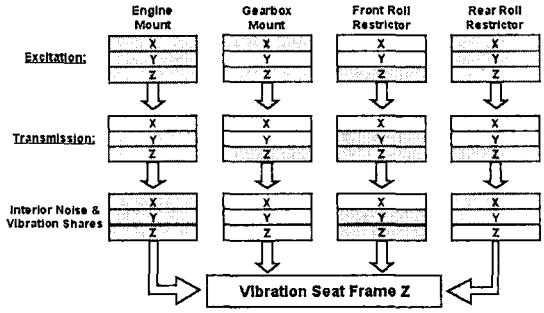

Fig. 15 전달계 차체진동 기여도

전달특성은 주파수에 따라 다르게 나타나는 것이 일반적이며 관심주파수에 따라 기여도가 다를 수 있다. 위의 결과는 idle 상태에서 가장 중요한 main firing order 에 해당하는 C2 성분에 대한 기여도 분석을 나타낸 것이다. Fig. 13 의 결과를 보면 실내부밍성 소음은 주로 엔진마운트 X, Z 방향과 프론트롤 마운트의 Z 방향 마운트 resultant dynamic stiffness 가 높기 때문임을 알 수 있다. 이 부분의 개선을 하기 위해서는 insulator 의 dynamic stiffness 를 낮추거나 차체 입력점 강성을 높임으로써 resultant stiffness 를 낮출 수 있다. Fig. 14 과 Fig. 15 에서 확인할 수 있는 진동전달계의 문제부위는 엔진마운트의 resultant dynamic stiffness 와 프론트롤 마운트의 Y, Z 방향 resultant dynamic stiffness 및 전달특성인 것을 알 수 있다. 따라서, 엔진마운트의 입력점 강성보강과 프론트롤 위치의 차체강성의 보강이 가장 효과적인 개선대책이 됨을 알 수 있다.

3. 부품별 개선검토

3.1 토크 컨버터

토크 컨버터는 엔진의 구동력을 변속기로 전달하는 역할을 하는 유체 커플링 요소이다. 중요한 요소는 power 입력 요소인 impeller, 출력요소인 turbine 과 reaction 요소인 stator 로 구성된다. 토크 컨버터가 idle 특성과 관련을 갖게 되는 이유는 엔진의 토크 변동력을 토크 컨버터를 통해 gear train 을 거쳐 drive shaft 를 경유하여 suspension 을 통과하여 차체로 전달되기 때문이다. 따라서, N 단 상태에서는 토크 컨버터 내의 유압이 상대적으로 적고, gear 를 통해 전달되는 토크도 없기 때문에 토크 컨버터의 전달기여도는 무시할 수 있다. 그러나 D 단 상태에서는 유압도 형성되어 있으며 gear 도 연결이 되어 있으므로 토크 컨버터의 토크 전달특성이 idle 특성과 관련이 있다.

토크 컨버터의 용량계수(Cf)를 변경하여 idle 특성의 변화를 확인하였다. Base 토크 컨버터와 용량계수를 20% 큰 토크 컨버터를 비교 평가하였다. 평가결과, Cf 가 높아짐에 따라 부밍성 소음이 약 2~3dB 악화됨을 확인할 수 있으며, Fig. 16 에서 보는 바와 같이 진동특성이 악화되는 것을 확인할 수 있다. 따라서, idle 특성만을 고려하면 토크 컨버터의 용량계수가 낮을수록 유리하나 stall rpm 이 높아지게 되어 발진시 주행감이 나쁘게 된다 (sluggish feel). 결론적으로 토크 컨버터의 용량 특성은 발진시의 NVH 특성과도 연관이 많기 때문에 낮게 선정하는 것만이 좋은 것은 아니라고 할

수 있다.

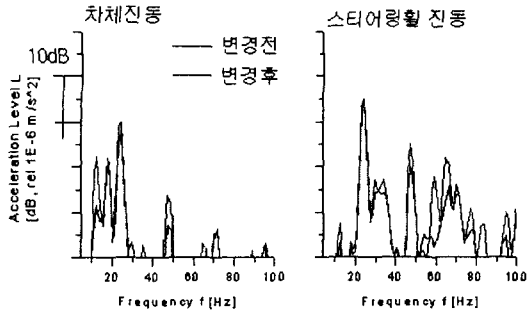

Fig. 16 토크 컨버터 특성변경 효과

3.2 드라이브 샤프트

드라이브 샤프트의 전달 기여도를 확인하기 위하여 N 단 조건과 D 단 조건에서의 driveshaft 의 중앙을 입력점으로 하는 음향·진동감도를 비교하였다. 결과는 Fig. 17 과 같다. 진동감도 및 음향감도 비교결과, idle 진동의 관심주파수 대역인 50Hz 이하에서는 차이를 볼 수 없으나, 200Hz 부근과 500~1kHz 대역의 음향감도의 차이를 볼 수 있다. 이 결과는 driveshaft 의 joint type 변경이나 joint angle 변화 등의 개선을 통하여 진동은 개선할 수 없음을 예측할 수 있다.

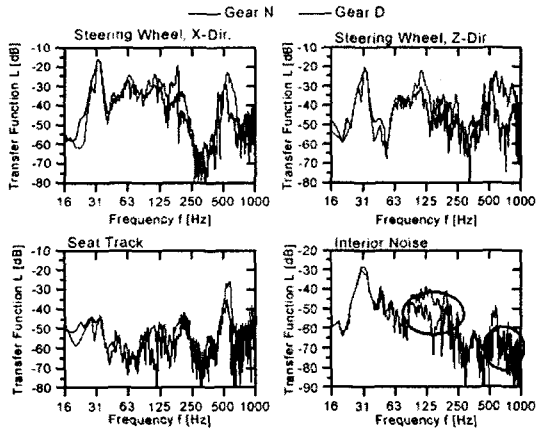

Fig. 17 Drive Shaft 전달특성 비교

실차상태에서 driveshaft 의 전달경로를 차단하여 idle NVH 특성을 확인하여 N 단과 D 단 상태에서 비교한 전달특성을 통해 예측한 결과가 타당한지 확인하였다. Driveshaft 의 전달 경로는 Fig. 18 에서 볼 수 있는 것과 같이 hub 로 연결되는 driveshaft 를 절단하고 구조물에 연결하여 노면에서 torque 를 지지할 수 있도록 하는 장치를 연결하여 진동 및 소음 특성을 비교하였다.

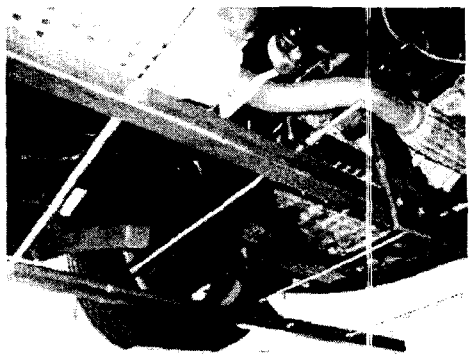

Fig. 18 Driveshaft 경로차단 효과확인

Driveshaft 에 엔진토크가 전달되는 D 단 조건의 idle 특성을 Fig. 19 에 비교하였다. 결과를 보면 전달특성 비교 검토시 예측 가능했던 것과 일치하는 결과를 얻을 수 있었다. 즉, 200Hz 및 500~1kHz 대역의 소음특성의 변화만을 확인할 수 있었다.

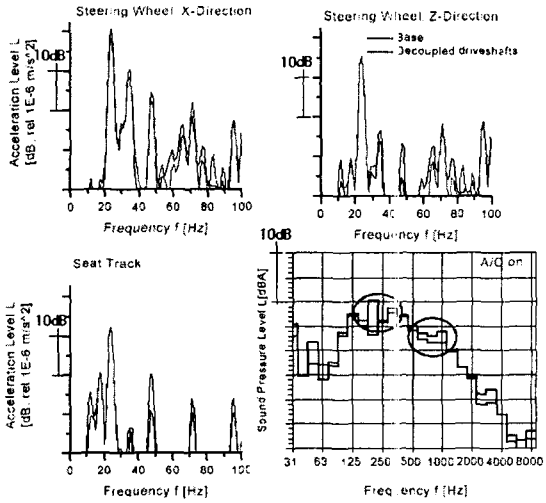

Fig. 19 Driveshaft 경로차단 효과

3.3 Steering Wheel System

앞에서 기술한 것과 같이 steering wheel 진동은 추가 개선이 필요한 것으로 확인되었다. 전달계 기여도 평가시에 엔진마운트와 프론트롤 마운트부의 진동기여도가 큰 것도 원인이지만, 더 중요한 것은 steering wheel 계의 공진이라고 할 수 있다. Steering wheel 의 진동수준이 나쁜 운전조건은 I4 차량의 N 단 A/C ON 및 V6 차량의 D 단 조건이다. 이는 Fig. 20 에서 보는 바와 같이 steering wheel 계의 공진주파수가 32.5Hz 부근인데, I4 차량의 N ON 조건 및 V6 차량의 D 단 조건에서의 main

firing order 주파수가 steering wheel 계의 공진주파수와 근접해 있기 때문이다. Idle RPM 의 선정은 최우선으로 공진을 회피해서 선정하는 것이 절대적이나, 다른 성능과의 상충으로 공진회피가 불가한 경우가 발생한다. 따라서 개발초기 차량의 중요한 공진주파수를 설정해 놓고 idle RPM 은 공진을 충분히 회피할 수 있도록 개발하는 것이 중요하다.

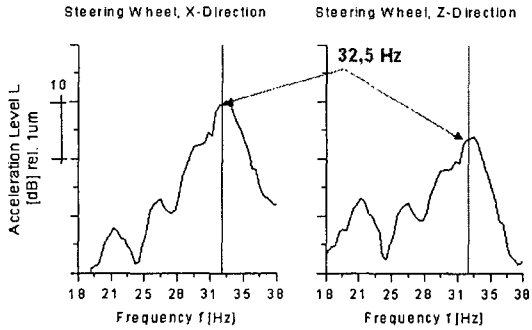

Fig. 20 Steering Wheel 의 공진주파수

가솔린 엔진 탑재 차량의 경우 idle RPM 이 700 부근에 선정되는 경우가 많은 데, 이 경우 V6 차량의 C3 성분 주파수는 35Hz 가 된다. 따라서, 공진을 회피하고 진동감도를 낮추기 위해서는 steering wheel 계의 주파수를 최소 38Hz 이상으로 높이는 것이 필요하다. 주파수를 높이기 위해 구조적으로 취약한 부분이 어디인지 파악하기 위하여 Fig. 21 과 같이 mode shape 을 확인하였다.

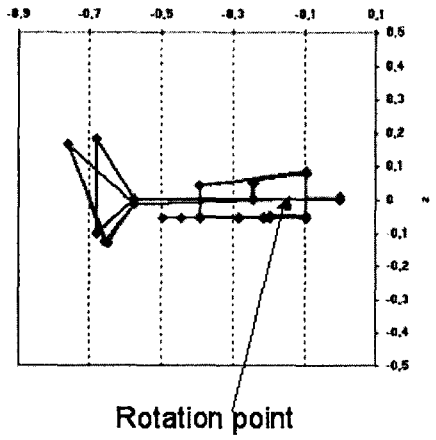

Fig. 21 S/WHL 계의 Mode Shape

Steering wheel 계의 고유진동수와 관련이 있는 인자는 Fig. 22 에서 표시한 것과 같이 1. steering wheel mass, 2. steering wheel stiffness, 3. steering wheel column stiffness, 4. overhang, 5. bracket 지지강성, 6. cross bar 지지 bracket 지지강성, 7. cross bar 의 강성, 8. A-pillar 부 마운트 강성, 9. cowl 연결부의 강성을 들 수 있다. Mode shape 및 각 부 진동 조사결과 cross bar 지지부와 cross bar 의 강성이 가장 기여도가 큰 것으로 확인되었다. 또한 가장 효과적인 강성보강 방법은 Fig. 22 에서 보는 바와 같이 overhang 을 짧게 하여 강성을 높이는 방법이다.

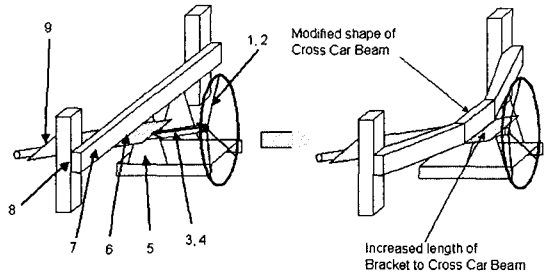

Fig. 22 S/WHL 계 강성향상 방안

3.4 Air Conditioning System

평가대상의 I4 차량의 Idle 문제점으로 A/C compressor 작동시 whining noise 와 booming 성 소음의 증가분이 큰 것이 초기 비교 평가단계에서 확인되었다.

(1) A/C Compressor 작동음 개선

N 단 A/C 작동시 180Hz 부근에서 whine 성 소음이 발생하는데, 이는 compressor 의 작동주파수와 A/C tube 의 공진주파수가 근접하여 발생하는 문제로 확인되었다. Tube 의 speed of sound(c_s)는 약 900m/s 이명 길이는 약 1.28m 로 공진주파수는 다음의 식과 같이 계산상으로 178Hz 가 되어 작동주파수와 근접하게 된다.

$$f = c/\lambda, (\lambda = 4 \cdot L_{tube})$$

개선확인은 A/C system 을 모두 차량과 분리하여 작동시킴으로 해서 전달계 개선을 통해서 최대로 얻을 수 있는 성능을 확인하였고, 공진을 회피하기 위해 A/C tube 의 길이를 길게 하여 개선확인을 실시 하였다. 길이를 변경한 tube 의 고유진동수는 115Hz 가 되어 작동주파수와 충분한 이격을 확보할 수 있었다. Fig. 23 에서는 초기상태를 A/C system 을 차량과 분리한 경우와 길이연장품 평가결과와 비교하였다. 평가결과에서 볼 수 있듯이, 길이연장품의 개선효과는 계를 분리하여 얻을 수 있는 수준에 도달하고 있음을 확인할 수 있다.

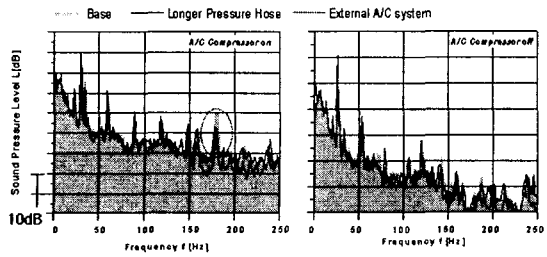

Fig. 23 A/C 전달계 개선효과

(2) Booming 개선

A/C 작동시 booming 성 소음이 악화되는 정도가 큰 것도 초기평가 결과 노출된 문제점이었다. 원인 규명을 위하, D 단 조건에서 경쟁차량과 A/C 작동에 따른 crankshaft 회전속도 변동량을 비교하였다.

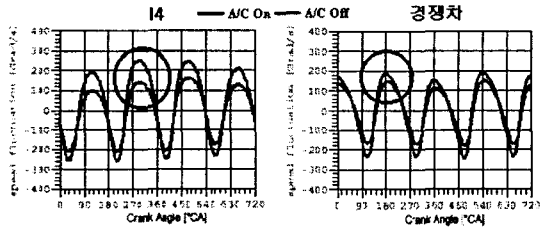

Fig. 24 A/C 작동에 따른 회전속도 변동비교

Fig. 24 에서 보는 바와 같이 경쟁차 대비 A/C 작동시 속도변동폭의 증가분이 큰 것을 확인할 수 있다. Main firing order 인 C2 성분의 회전속도 변동의 증가분이 대부분을 차지하고 있는데, 이는 부하량의 증가가 경쟁차 대비 과도하다는 것을 의미한다. 가진력의 증가에 따라 부밍성 소음이 악화되기 때문에 A/C 작동시의 부하를 최소화 할 필요가 있다. Fig. 25 에서 나타낸 바와 같이 가변용량 compressor 를 적용하면 고정타입과 달리 compressor 의 부하가 적은 상태에서 작동을 하게 되기 때문에 토크 변동량이 감소하게 되어 NVH 의 향상을 도모할 수 있다.

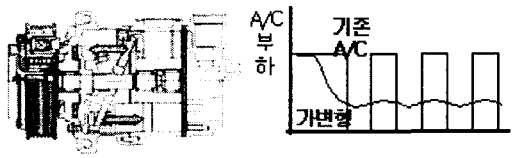

Fig. 25 가변용량 Compressor

일반적으로 부밍성 소음의 평가기준으로 200Hz 미만의 소음을 C weigted noise level 을 비교하는데, 감성평가 결과와 상관성을 검토하였다. Fig. 26 에서 보는 바와 같이 200Hz 까지의 dBC level 보다 C4 성분의 dBC level 이 부밍감에 더 높은 상관관계를 보이고 있다. 따라서 C4 성분의 dBC level 을 부밍소음의 객관평가 inde: 로 사용할 수 있다.

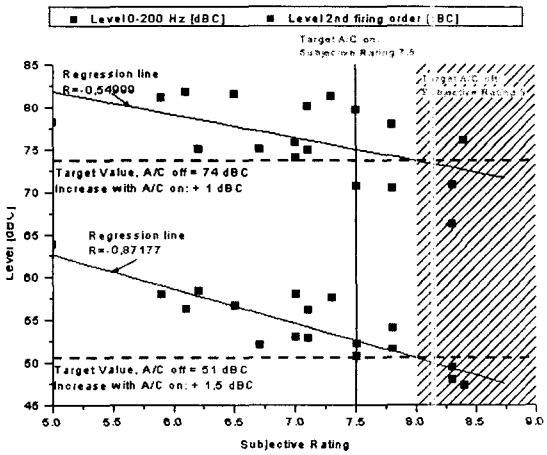

Fig. 26 부밍소음의 주관, 객관평가 상관성

가변용량의 compressor 를 적용하였을 때, 고정용량의 30%, 50%, 100%의 용량의 부하를 작동시켜 부밍소음과 차체진동의 개선효과를 Fig 27 과 같이 확인하였다. 부밍소음의 objective parameter 는 앞에서 기술한 바와 같이 C4 성분 소음으로 평가하였다. 가변용량 A/C 을 적용하면 고정용량의 30% 용량으로 대부분의 조건에서 동일한 냉방성능을 얻을 수 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 C4 부밍 레벨은 약 8dB 가량개선이 작동의 경우 최대 40%가량 개선효과를 얻을 수 있다.

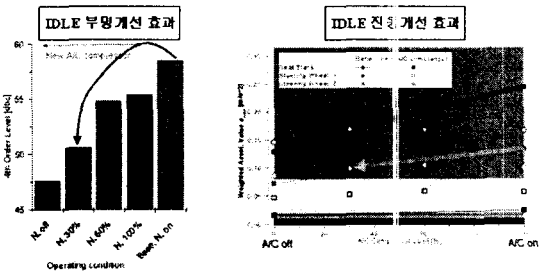

Fig. 27 가변용량 COMP 의 개선효과

4. Idle Control Parameter 기여도

가솔린엔진이 탑재된 차량에서의 idle RPM 은 공기량과 ignition timing 으로 control 하는 것이 일반적이다.[4] 평가 대상인 I4 차량의 idle rpm control 방식은 Fig. 28 에서 보는 바와 같이 부하변동이 있으면 목표 RPM 에 도달하기 전 공기량을 일정량을 주어 약 1 초 정도 유지하여 시동이 꺼지는

것을 방지하고, 그 후 공기량 및 ignition timing 의 control 을 통하여 목표 RPM 을 맞추도록 되어 있다. 공기량 계수는 비교적 저주파 control 을 실시하고 ignition timing 보상은 빠른 control 을 수행할 수 있도록 되어 있다.

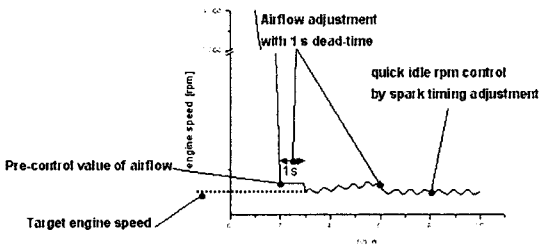

Fig. 28 Idle RPM Control 방식

앞서 기술한 두 가지의 control 인자를 변화하면서 crankshaft 속도 변화량을 측정하였는데, N 단 조건에서는 airflow coefficient 와 ignition timing coefficient 의 변화에 따른 crankshaft 회전 변동량에 영향을 발견할 수 없었다. N 단 조건에서는 회전체의 관성과 연소실내의 연소환경에 관련되는 연소 process 가 중요한 요소인 것을 추정할 수 있다. Cam profile 과 흡·배기 port 의 형상이 주인자이며, 그 중에서 흡기밸브와 배기밸브가 동시에 열려있는 valve overlap 량이 클수록 연소실내 배기가스 잔류량의 증가로 연소특성이 불 균일해지고 실린더간 폭발력 차이가 발생하게 되어 C0.5 차 가진 성분이 발생한다. 이 불규칙 가진력이 차체의 surge 성 진동으로 나타난다.

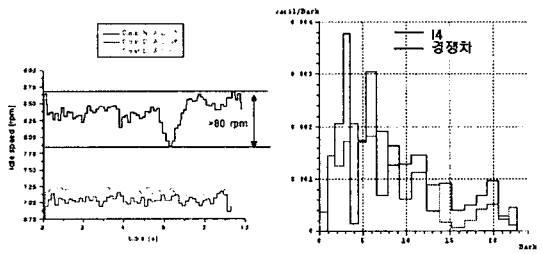

Fig. 29 RPM 변동과 저주파 소음

Fig. 29 에서 보는 바와 같이 N 단에서 저주파 RPM 변동량이 큰 경우 소음의 변동을 객관화하는 인자인[5] vacil 치가 3 bark 와 6 bark 에서 경쟁차 대비 불리한 것을 알 수 있다.

D 단 조건에서 ignition timing 과 공기량 보정치를 변경하면서 회전속도 변동량을 C0.5, C2, C4 성분으로 분석 비교하였다. Fig. 30 에서 나타낸 결과와 같이 C2 성분의 변화는 둔감한 반면 0.5 차 및 4 차 속도 변동은 ignition timing 과 상관관계가 있음을 확인하였다.

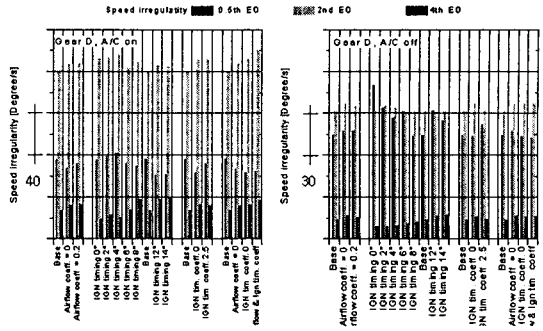

Fig. 30 RPM Control 변화에 따른 속도변동

속도변동 측정과 동시에 측정한 소음 및 진동 결과는 Fig. 31 에서 볼 수 있는데, 진동기여도가 큰 C2 성분의 변화가 거의 없기 때문에 ignition timing 의 변화가 진동에는 기여도가 거의 없으나 실내소음 계측결과를 보면 부밍성 소음, 특히 C4 성분소음의 변화와 깊은 연관성이 있다는 것을 알 수 있다.

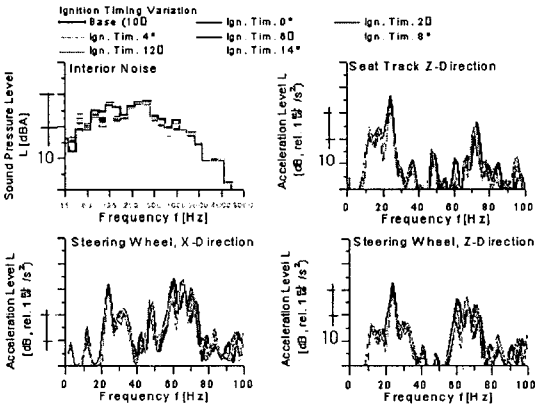

Fig. 31 Ignition Timing 과 Idle 성능

5. 결 론

차량의 공회전시 진동소음 특성에 연관이 있는 인자들에 대하여 검토하였다. 일반적으로 idle NVH 특성과 관련이 있는 인자는 중요도 순으로 엔진마운트 시스템, 엔진 idle stability 및 control strategy, 차체 골격특성과 steering wheel system 의 동특성, 엔진 가진력과 idle RPM 을 들 수 있다. 이 들 인자들은 문제가 발생하면 장기간의 개발기간이 소요하기 때문에 개선이 용이하지 않으므로 차량개발 단계 초기에 신중히 검토하여 문제점을 개선할 필요가 있다. 그 외 idle 성능과 관련이 있는 부분으로는 흡배기계, air

conditioning system, power steering system, torque converter 의 용량 특성, drive shaft 의 joint type, cooling fan 등을 들 수 있다.

검토 대상 차량의 idle 특성의 문제점을 확인하고 관련 부품들의 기여도 조사를 실시하여 개선 필요 부위와 개선방안을 확보하였다. Idle quality 를 확보하기 위해서는 차량의 거의 모든 부분에 대하여 신중한 검토와 체계적인 평가가 수반되어야 한다.

참 고 문 헌

(1) C. V. Beidl and A. Rust, 1997, "Meeting Future Demands for Quieter Commercial Powertrain Systems", SAE 972042

(2) N. Alt. Et al., 1999, "Idle Comfort of Passenger Cars", SAE paper 1999-01-1805

(3) D. J. Ewins, 1986, Modal Testing: Theory and Practice, Research Studies Press, England

(4) M. Han. et al., 1998, "Optimal Idle Speed Control of an Automotive Engine", SAE 981059

(5) E. Zwicker, H. Fastl, 1990, Psychoacoustics, Springer-Verlag, New York.